

К.В. АЛЕКСАНДРЯН, Р.Г. ХАНОЯН

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЯ ОБРАЗОВАНИЯ ПЛОСКОЖИДКОСТНЫХ ЛОПАСТЕЙ ПРЯМОУГОЛЬНОЙ ФОРМЫ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ОСЕВОГО КОНТАКТНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Получено уравнение, определяющее условие постоянства скорости воды, вытекающей из продольной прорези (от оси вращения лопасти к периферии), вращающейся в горизонтальной плоскости трубы, формирующей плоскожидкостную струю в виде прямоугольной лопасти осевого вентилятора.

**Ключевые слова:** контактный теплообменник, плоскожидкостная струя, тепло- и массообмен.

Использование низкотемпературных вторичных вод энергетических установок, в частности ТЭС, привлекает большое внимание, поскольку воды с температурой 25...30°C на этих предприятиях имеется в больших количествах. Промышленная утилизация тепла низкого потенциала (сбросного тепла) указанных вод является одним из наиболее трудно разрешимых вопросов. Использование низкотемпературных источников тепла при обычных системах отопления практически невозможно вследствие резкого увеличения теплоотдающих поверхностей и габаритов обогревающих устройств.

Нами разработан вращающийся осевой контактный теплообменник с вертикальной осью вращения, у которого лопасти из традиционных материалов заменены плоскими струями теплоносителя (воды, газожидкостной смеси), имеющими форму лопастей, выполняющими функции теплоотдающих поверхностей, нагнетателя воздуха и сил, приводящих во вращение теплообменник, т.е. устройство совмещает в одном узле функции нагревателя, нагнетателя воздуха и приводной машины. Теплообменник размещается под кровлей обогреваемого помещения [1] (рис.1).

В разработанном теплообменнике по сравнению с аналогичными устройствами отсутствуют: электрическая энергия на привод вентилятора; аэродинамическое сопротивление по проходу воздуха через живое сечение нагревательной решетки и лопасти из твердых материалов, что снижает удельную материалоемкость нагревателя, упрощает его конструкцию, исключает затемнение помещения и создает условия для контактного способа теплообмена, который допускает более полное использование тепла, чем поверхностный теплообмен [2].

Контактный теплообменник содержит корпус 19 с вращающимися водораспределителем 32 и водоприемниками 40, выполненными в виде овальной камеры, равной длине жидкостной лопасти с приемной продольной щелью; неподвижный кольцевой водосборник 41 с верхним приемным просветом, расположенным в плоскости вращения водоприемников 40, и коллектор 35. Водораспределитель 32 снабжен трубами 39, имеющими щелевые продольные

прорези по длине их образующих с радиальной осью, наклоненные к плоскости вращения водораспределителя и заглушенные по периферийным концам. Корпус 19 с водораспределителем 32 установлен с помощью подшипников 12, 21 на неподвижной трубе-подвеске 20, с которой посредством стержней 42 жестко связан водосборник 41, снабженный водоотводящими трубами 38.

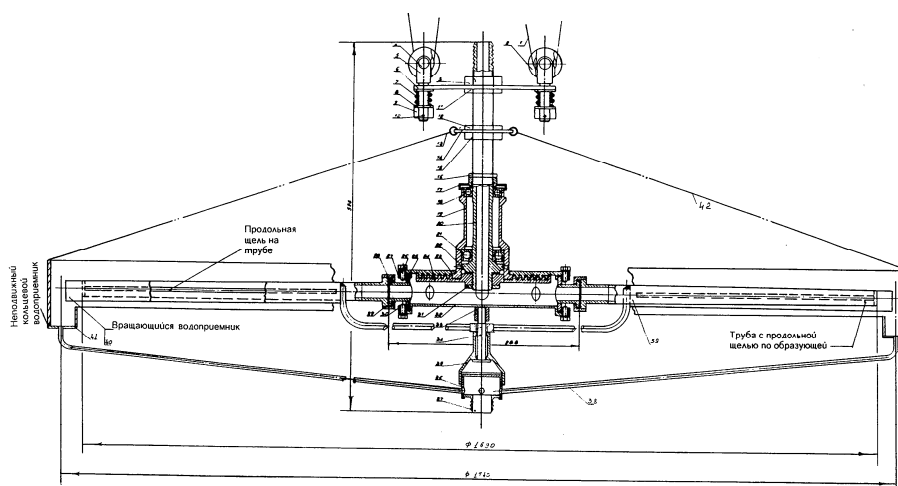


Рис.1. Вращающийся осевой контактный теплообменник с плоскожидкостными лопастями (общий вид)

Контактный теплообменник работает следующим образом: теплоноситель-вода подается по трубе-подвеске 20 в корпус 19, заполняет водораспределитель 32 и, проходя длину труб 39, вытекает в виде плоских струй через их продольные щелевые прорезы по образующим, вращая при этом корпус 19 с водораспределителем 32 и водоприемниками 40 за счет реакций струй. Под давлением ударов масс струй, имеющих форму лопастей, расположенных напротив продольных прорезов труб 39, водоприемники 40 отталкиваются, образовав просвет, который является шириной лопасти при данном гидравлическом режиме. Согласно перепаду давления теплоносителя, просвет ширины жидкостной лопасти сжимается посредством пружин, установленных на периферийных концах водоприемников 40, что исключает протекание жидкости в помещение.

Плоские струи теплоносителя в виде лопастей вентилятора проходят через слой воздуха и путем непосредственного контакта интенсивно отдают свое тепло воздушной среде, одновременно увлажняя ее. Поскольку струи теплоносителя наклонены к плоскости вращения водораспределителя 32, то их вращение приводит к перемешиванию и нагнетанию воздуха, что способствует интенсификации тепло- и массообмена. Затем они попадают в водоприемники 40, откуда через концевые отверстия в неподвижный кольцевой водосборник 41, из которого отводятся по трубам 38 в коллектор 35. В процессе теплообмена также участвуют водоотводящие трубы и коллектор.

Отсутствие приводной машины, небольшой вес, направление движения потоков нагретого воздуха (вниз по вертикальной оси) позволяют размещать

теплообменник в верхней части помещения. В процессе обогрева нагреваемые и нагнетаемые его лопастями объемы воздуха проходят расстояние, равное двойной высоте обогреваемого помещения. Происходит активное перемешивание разнотемпературных слоев, формируя в итоге равномерно распределенное температурное поле, что снижает теплотери, в частности в теплицах, на 18...22% вследствие нарушения хода естественной конвекции и исключения скоплений под кровлей воздушных масс с температурой выше производственной зоны.

Все гидроаэродинамические и тепло- и массообменные процессы теплообменника обусловлены расходом теплоносителя, который формирует плоские струи в виде лопастей, вытекающие из продольных щелевых прорезей труб, установленных на водораспределителе, с определенной скоростью, характеризующей работу устройства.

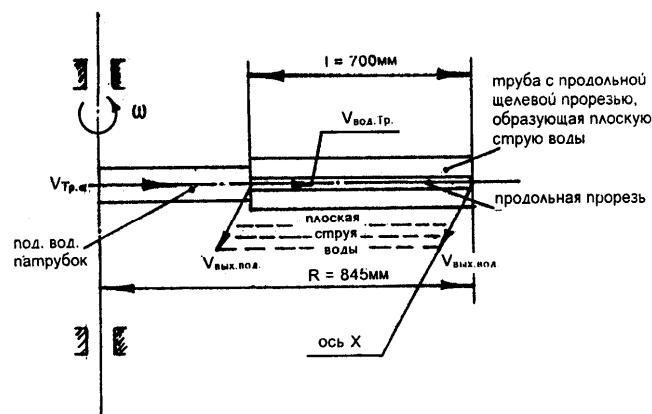


Рис. 2. Скорости воды (теплоносителя) на разных участках трубы с продольной щелевой прорезью, образующей плоскожидкостную струю

В данной работе приводится характер образования плоскожидкостных струй с правильной геометрической формой в виде прямоугольника.

Имея в основе уравнение Бернулли, т.е. из закона сохранения энергии, определяем скорость ( $V_{\text{вых.вод.}}$ , рис.2) выхода воды из щелевой прорези трубы, формирующей плоские струи :

$$\frac{V_{\text{о.тр.}}^2}{2} + \frac{P_0}{\rho_{\text{вод}}} + gh_0 = \frac{V_{\text{вых.вод.}}^2}{2}, \quad (1)$$

где  $V_{\text{о.тр.}}$  – средняя скорость потока воды (теплоносителя) в трубах с продольными щелевыми прорезями, м/с, равная

$$V_{\text{о.тр.}} = \frac{Q}{n\pi d_{\text{тр.}}^2 / 4};$$

$Q$  - объемный расход воды, м<sup>3</sup>/с;  $n$  - число труб с продольными прорезями;  $\pi d_{\text{тр.}}^2 / 4$  - площадь поперечного сечения трубы с продольной щелевой прорезью, м<sup>2</sup>;  $P_0$  - гидростатическое давление воды на стенке трубы с щелевой прорезью, Па (игнорируем);  $\rho_{\text{вод.}}$  - плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $gh_0$  - гидродинамическое давление,

определяемое высотой подачи воды,  $m/c^2 \cdot m$ ;  $g$  - ускорение свободного падения,  $m/c^2$ .

Таким образом, по заданным значениям  $V_{o.тр.}$  и  $h_0$  определяем начальную скорость истечения воды из прорези, формирующей плоскую струю трубы :

$$V_{\text{вых.вод}} = \sqrt{V_{o.тр.}^2 + 2gh_0}, \text{ м/с.} \quad (2)$$

Определим распределение скорости ( $V_{\text{вых.вод}}$ ) струи воды по длине трубы с щелевой прорезью.

Элементарный массовый расход воды из прорези трубы  $dm_t$  [  $кг/с$  ] на элементарной длине трубы  $dl$  составит:

$$dm_t = \rho_{\text{вод}} \delta V_{\text{вых.вод}} dl,$$

где  $\rho_{\text{вод}}$  - плотность воды,  $кг/м^3$ ;  $\delta$  - толщина струи,  $м$ , определяемая из условия сохранения конфигурации струи с учетом подъемной силы воздуха (формула Жуковского) [3].

Остаток массового расхода воды после истечения из первой элементарной длины можно записать

$$m_{t,0} - dm_t = \rho_{\text{вод}} \frac{\pi d_{тр.}^2}{4} (V_{o.тр.} - dV_{\text{вод.тр.}}), \quad (3)$$

где  $m_{t,0}$  - начальный массовый расход воды в трубе,  $кг/с$ ;  $V_{o.тр.}$  - начальная скорость

воды в трубе с прорезью,  $м/с$ , равная  $V_{o.тр.} = \frac{Q}{N \frac{\pi D^2}{4} \rho_{\text{вод}}}$ ,  $Q$  - общий расход

воды из всех труб,  $кг/с$ .

Подставляя значение  $dm_t$  в (3), получим

$$m_{t,0} - \rho_{\text{вод}} \delta V_{\text{вых.вод}} dl = N \frac{\pi d_{тр.}^2}{4} \rho_{\text{вод}} (V_{o.тр.} - dV_{\text{вод.тр.}}).$$

Для текущего расхода воды по длине трубы  $m_{t,l}$  и текущей скорости воды  $V_{\text{вод.тр.}l}$  по длине трубы имеем

$$\rho_{\text{вод}} \delta V_{\text{вых.вод}} dl = \frac{\pi d_{тр.}^2}{4} \rho_{\text{вод}} dV_{\text{вод.тр.}l}. \quad (4)$$

Связь между  $V_{\text{вод.тр.}l}$  и  $V_{\text{вых.вод}}$  устанавливается уравнением Бернулли

$$\frac{V_{\text{вод.тр.}l}^2}{2} + gh_0 = \frac{V_{\text{вых.вод}}^2}{2}.$$

Отсюда

$$V_{\text{вод.тр.}l} = \sqrt{2 \left( \frac{V_{\text{вых.вод}}^2}{2} - gh_0 \right)}.$$

Дифференцируя это выражение, получим

$$dV_{\text{вод.Тр.}l} = \frac{1}{2} 2 \left( \frac{V_{\text{вых.вод.}}^2}{2} - gh_0 \right)^{-1/2} d \left( \frac{V_{\text{вых.вод.}}^2}{2} \right) = \frac{V_{\text{вых.вод.}} dV_{\text{вых.вод.}}}{\sqrt{\frac{V_{\text{вых.вод.}}^2}{2} - gh_0}}$$

Подставляя результат дифференцирования в (4), получим окончательное дифференциальное уравнение, выражающее изменение величины  $V_{\text{вых.вод.}}$  по длине  $l$  трубы с продольной щелевой прорезью (имея началом ось вращения) :

$$\delta V_{\text{вых.вод.}} dl = \frac{\pi D_{\text{тр.}}^2 V_{\text{вых.вод.}} dV_{\text{вых.вод.}}}{4 \sqrt{\frac{V_{\text{вых.вод.}}^2}{2} - gh_0}}$$

или

$$dl = \frac{\pi D_{\text{тр.}}^2}{4\delta} \frac{dV_{\text{вых.вод.}}}{\sqrt{\frac{V_{\text{вых.вод.}}^2}{2} - gh_0}} \quad (5)$$

Интегрируя (5), получим

$$\ln[V_{\text{вых.вод.}} + \sqrt{\frac{V_{\text{вых.вод.}}^2}{2} - 2gh_0}] = \frac{\delta}{\pi D_{\text{тр.}}^2} \quad (6)$$

Уравнение (6) преобразуем для инженерных расчетов с погрешностью не более 5% в виде

$$V_{\text{вых.вод.}} = 10,3 \dots 5,84 l$$

На рис.3 приводится график  $V_{\text{вых.вод.}} = f(l)$  при заданном значении  $h_0$  (высоты подачи воды).

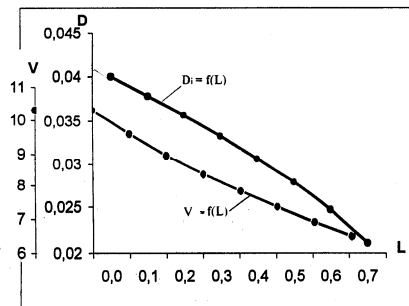


Рис.3.  $V=f(L)$  – изменение скорости струи ( $V_{\text{вых.вод.}}$ ), вытекающей из щелевой прорези вдоль трубы с неизменным диаметром ;

$Di=f(L)$  – изменение диаметра трубы при постоянной скорости ( $V_{\text{вых.вод.}}$ ) струи, вытекающей по всей длине щели

Определим условие постоянства скорости воды ( $V_{\text{вых.вод.}}=V=\text{const}$ ), вытекающей из продольной щелевой прорези трубы, формирующей плоскую струю (от оси вращения к периферии).

С целью получения правильной геометрической формы плоской жидкостной струи в виде прямоугольника, которая приводит к дальнейшему упрощению

расчетов по аналогии с вентиляторами и повышению эффективности установки, должно быть обеспечено условие:

$$V_{\text{вых.вод.}} = \text{const.}$$

Рассмотрим, как при этом изменяется диаметр  $D_{\text{тр.}}$  трубы с продольной щелевой прорезью по ее длине  $l$ .

Очевидно, что при вытекании воды из прорези трубы элементарный объемный расход определяется как

$$- \delta V_{\text{вых.вод.}} dl,$$

где  $\delta$  - ширина продольной прорези на трубе,  $m$ ;  $V_{\text{вых.вод.}}$  - скорость вытекания воды (струи),  $m/c$ ;  $dl$  - элементарная длина трубы с прорезью,  $m$ .

Тогда изменение объемного расхода воды в трубе составит (рис.4)

$$V_{\text{вых.Тр.}} 2\pi r \cdot dr,$$

где

$$V_{\text{вод.Тр.}} = V_{\text{вод.Тр.о}} = \text{const},$$

и определится как

$$V_{\text{вод.Тр.о}} = \frac{Q}{\frac{\pi D_{\text{Тр.о}}^2}{4} \rho_{\text{вод.}}},$$

где  $Q$  - массовый расход воды в трубе,  $кг/с$ ;  $D_{\text{Тр.о.}}$  - начальный диаметр трубы с прорезью при  $l=0$ ,  $m$ ;  $\rho_{\text{вод.}}$  - плотность воды,  $кг/м^3$ ;  $V_{\text{вод.Тр.о.}}$  - скорость воды в трубе в ее начальном сечении,  $m/c$ ;  $V_{\text{вод.Тр.}}$  - скорость воды в произвольном сечении,  $m/c$ .

Таким образом, по закону сохранения массы (вода несжимаема) можно записать

$$2\pi \cdot r \cdot V_{\text{вод.Тр.о}} \cdot dr = - \delta \cdot V_{\text{вых.вод.}} \cdot dl, \quad (7)$$

$$\frac{r^2}{2} \Big|_{r_0}^r = - \frac{\delta V_{\text{вых.вод.}} l}{2\pi V_{\text{вод.Тр.о}}} \Big|_0^l$$

откуда

$$D_{\text{Тр.и.}} = 4 \sqrt{r_0^2 - \frac{\delta V_{\text{вых.вод.}} l}{\pi V_{\text{вод.Тр.о}}}}. \quad (8)$$

На рис. 3 приводится график  $D_i = (l)$ .

Подставляя величины  $V_{\text{вых.вод.}}$  и  $V_{\text{вод.Тр.о}}$  в (8), получим выражение для определения зависимости текущего диаметра трубы от ее длины:

$$D_{\text{Тр.и.}} = D_{\text{Тр.о}} \sqrt{1 - \frac{\delta(10,3 - 5,84l)l\rho}{4Q}}. \quad (9)$$

Для реализации данного уравнения предусмотрен вращающийся осевой контактный теплообменник с начальным диаметром  $D_{\text{Тр.о}}=0,041$   $m$ .

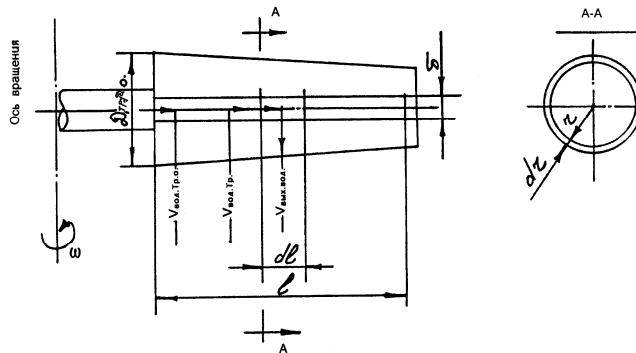


Рис. 4. Изменение диаметра трубы, образующей плоскожидкостную струю при постоянной скорости воды ( $Y_{\text{вых.вод.}}$ ) по всей длине щелевой прорези от оси вращения к периферии

Для рассматриваемого теплообменника с начальным диаметром  $D_{\text{тр.0}} = 0,041$  м, толщиной щелевой прорези  $\delta = 1$  мм, с учетом  $Q = 1,7$  кг/с, при длине  $l = 0,6$  м диаметр трубы составляет  $D_{\text{тр.1}} = 25,9$  мм.

Учитывая, что погрешность составляет не более 3%, уравнение (9) рекомендуется для практических расчетов при конструировании теплообменных аппаратов приведенного типа.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Александрян К.В., Ханоян Р.Г.** Контактный теплообменник. А.с. СССР N1206597.
2. **Михеев М. А.** Основы теплопередачи. 2-е изд. - М.-Л.: Машиностроение, 1949. - 396 с.
3. **Жуковский Н.Е.** Видоизменение метода Кирхгоффа для определения движения жидкости в двух измерениях: Избранные сочинения. Т.1. М. - Л.: Гостехиздат, 1948. - 392 с.

НПО "Сельхозмеханизация" Мин пром-ти РА. Материал поступил в редакцию 06.12.2001.

**Կ.Վ. ԱԼԵՔՍԱՆԴՐՅԱՆ, Ռ.Գ. ԽԱՆՈՅԱՆ**

**ԱՌԱՆՅՔԱՅԻՆ ՊՏՏՎՈՂ ՀՊՈՒՄԱՅԻՆ ՋԵՐՄԱՓՈԽԱՆԱԿՉԻ  
ՀԱՐԹ ՋՐԱՇԻԹԱՅԻՆ ԹԵՎԵՐԻ ՈՒՂՂԱՆԿՅԱՆ ՏԵՍՔՈՎ  
ԿԱԶՄԱՎՈՐՄԱՆ ՊԱՅՄԱՆԻ ՄԱՀՄԱՆՈՒՄԸ**

Ստացված է առանցքային օդամղիչի ուղղանկյուն թևի տեսք ունեցող, հարթ ջրաշիթեր ձևավորող հորիզոնական հարթության մեջ պտտվող խողովակի ընդերկայնական ճեղքվածքային կտրվածքից դուրս ցայտող ջրի հաստատուն արագության պայմանը բնորոշող հավասարումը:

**K.V. ALEXANDRYAN, R.G. KHANOYAN**

**CONDITION FORMING DEFINITION FOR FLAT LIQUID RECTANGULAR  
ROTATION AXLE CONTACT HEAT EXCHANGER**

An equation determining the speed constancy of water running from longitudinal slit (from the axle – tree rotation to the peripheral) is obtained. This slit rotates in horizontal plane of the pipe forming a flat liquid stream in the form of a rectangular axle – tree of the ventilator.